

ETUDE EXPERIMENTALE ET MODELISATION DU FONCTIONNEMENT DES THERMOSIPHONS DIPHASIQUES EN REGIME TRANSITOIRE.

Hichem FARSI¹, Jean-Louis JOLY, Marc MISCEVIC et Vincent PLATEL

Laboratoire d'Energétique, Université Paul Sabatier, 118 route de Narbonne,
31062 Toulouse Cedex, France

¹ : Auteur correspondant, fax : 33 5 61 55 60 21, e-mail : farsi@sphinx.ups-tlse.fr

Résumé

Dans cet article, une analyse est réalisée autour du comportement d'un thermosiphon diphasique en régime instationnaire. Un dispositif expérimental spécifique a été conçu et fabriqué afin d'étudier la réponse d'un thermosiphon à un échelon de puissance appliqué à la paroi de l'évaporateur. Les résultats expérimentaux montrent l'existence de deux types de réponse du thermosiphon corrélés au phénomène d'initiation de l'ébullition au sein de l'évaporateur. Les évolutions des grandeurs physiques telles que les températures et la pression au sein du fluide sont discutées et analysées. D'autre part, un modèle global de thermosiphon est présenté. Il est d'une part validé avec les résultats expérimentaux obtenus avec le dispositif spécifique et d'autre part utilisé pour explorer le comportement des grandeurs physiques difficilement accessibles par les mesures, en particulier les variables d'écoulement.

Mots clés : thermosiphon diphasique, caloduc, régime transitoire, expérimentation, modélisation.

NOMENCLATURE

Lettres latines

c_p	Capacité calorifique massique, en $J.kg^{-1}.K^{-1}$
h	Hauteur, en m
g	Accélération de la pesanteur, en $m.s^{-2}$
L_v	Chaleur latente de vaporisation, en $J.Kg^{-1}$
m	Masse, en kg
M	Masse molaire, en $kg.mol^{-1}$
P	Pression, en Pa
\dot{Q}	Flux de chaleur appliqué à l'évaporateur, en W
R	Rayon, en m
\bar{R}	Constante des gaz parfaits, en $J.mol^{-1}.K^{-1}$
S	Surface, en m^2
t	Temps, en s
T	Température, en K
V	Vitesse, en $m.s^{-1}$

Exposants

$\dot{}$	Dérivée temporelle
*	Changement de phase

Lettres grecques

γ	Taux de remplissage (évaporateur), en %
δ	Epaisseur du film liquide, en m
ρ	Masse volumique, en $kg.m^{-3}$
τ	Constante de temps (s) ou contrainte (Pa)

Indices

a	Adiabatique
c	Condenseur
e	Evaporateur
E	Interface pool-film liquide
sec,e	Entrée du condenseur à eau
f	Fluide
int	Interface film liquide-vapeur
l	Liquide
p	Face interne de la paroi de l'évaporateur
paroi	Paroi
pool	Réserve liquide
sat	Saturation
v	Vapeur
0	Instant initial

1. INTRODUCTION

Les thermosiphons diphasiques sont des échangeurs thermiques qui permettent de transporter d'importantes quantités de chaleur de manière efficace sur des longueurs variables. Un thermosiphon est composé généralement d'une enceinte étanche contenant une faible quantité de fluide dont l'interface liquide-vapeur est en état d'équilibre (fig. 1). La mise en contact des zones évaporateur et condenseur avec les source et puits de chaleur permet une circulation naturelle du fluide à l'intérieur du thermosiphon ainsi que le transfert de chaleur entre les source et puits thermiques.

Les thermosiphons présentent l'avantage d'être des échangeurs thermiques passifs. En effet, ils fonctionnent sans recourir à tout système de mise en mouvement mécanique (pompe). De ce point de vue, ils présentent un

grand intérêt, simplifiant ainsi de manière importante leur maintenance. S'ajoutent à cela d'autres avantages tels que la grande capacité de transfert de chaleur, le faible gradient de température au sein du fluide, la simplicité de fabrication et le coût économique faible. Tous ces avantages favorisent l'utilisation des thermosiphons dans des applications aussi diverses que le refroidissement des équipements électroniques ou la production d'eau chaude sanitaire par l'intermédiaire d'installation solaires.

Le fonctionnement des thermosiphons en régime transitoire a été très peu étudié contrairement au cas du régime permanent [1]. Pourtant, plusieurs applications qui intègrent des thermosiphons impliquent le fonctionnement de ces derniers dans des situations dynamiques et instationnaires. A titre d'exemple, citons les transformateurs thermochimiques destinés à la production de froid « propre » à partir d'un procédé à sorption solide-gaz [2]. Ces dispositifs constituent l'une des solutions alternatives possibles aux systèmes frigorifiques à compression mécanique. Leur fonctionnement cyclique (successions de phases de synthèse et de décomposition) induit un comportement instationnaire des thermosiphons utilisés. De plus, les cycles de fonctionnement sont amenés à être de plus en plus dynamiques car les puissances à amener ou à extraire par les thermosiphons devront être de plus en plus importantes sur des temps de cycle de plus en plus courts. Les thermosiphons dans ce cas, doivent répondre avec efficacité et ce tout au long de ces phases instationnaires. Une bonne connaissance du fonctionnement de ces échangeurs diphasiques en régime transitoire est donc nécessaire pour améliorer les performances globales des transformateurs thermochimiques.

Nous présentons dans cet article une étude expérimentale et de modélisation portant sur le fonctionnement d'un thermosiphon en régime transitoire issu de l'application d'un échelon de puissance à la paroi de l'évaporateur. Un dispositif expérimental a été conçu et fabriqué. Il permet d'associer aux relevés de mesure, la visualisation du développement du changement de phase et des écoulements liquide et vapeur à l'intérieur du thermosiphon. En parallèle, un modèle prenant en compte la plupart des phénomènes physiques mis en jeu durant le fonctionnement du thermosiphon d'essai a été élaboré. Nous présentons l'ensemble des résultats expérimentaux ainsi que le modèle numérique développé. Des comparaisons entre les résultats numériques et expérimentaux seront également présentées et discutées.

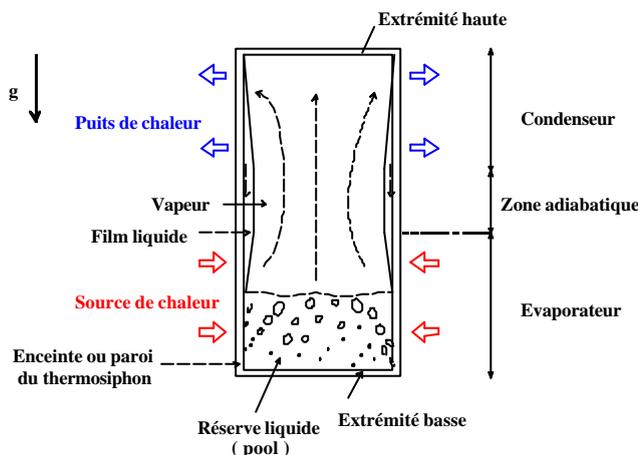


fig. 1 : Schéma de principe d'un thermosiphon

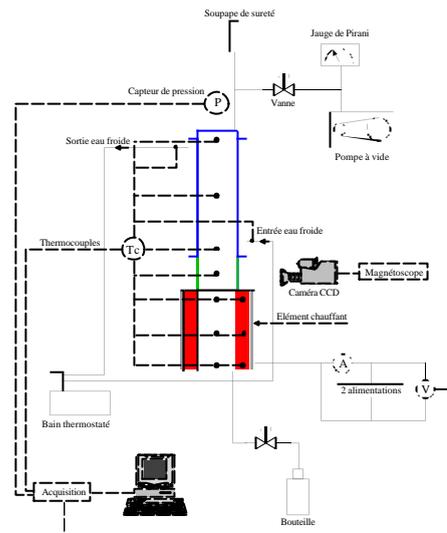


fig. 2 : Dispositif expérimental d'étude

2. ETUDE EXPERIMENTALE

2.1. APPAREILLAGE EXPERIMENTAL

Un dispositif expérimental spécifique a été mis en place afin d'étudier la réponse d'un thermosiphon à un échelon de puissance appliqué à l'évaporateur (fig. 2). L'enceinte de l'évaporateur est en Aluminium (AU4G) tandis que celle des zones adiabatique et condenseur est en Pyrex. Ceci permet de visualiser le développement des écoulements qui ont lieu au sein du thermosiphon. Le diamètre intérieur du thermosiphon est de 50mm. L'épaisseur de l'enceinte est de 20mm pour l'évaporateur et de 4mm pour les autres zones thermiques. Les longueurs des zones évaporateur, adiabatique et condenseur sont respectivement de 300mm, 150mm et 500mm.

Le fluide utilisé est le n-pentane, choisi essentiellement pour sa basse température d'ébullition (36,1°C à la pression atmosphérique).

La source de chaleur est un fil chauffant électrique. L'incertitude de la mesure de la puissance de chauffe est à 2%. La condensation du n-pentane est assurée par de l'eau dont la température d'entrée dans l'espace annulaire qui entoure le condenseur $T_{sec,e}$ et le débit massique sont contrôlés par un bain thermostaté. Le débit massique est fixé à $22g.s^{-1}$.

Des mesures de températures de fluide et de paroi de l'évaporateur sont réalisées avec des thermocouples de type K (chrome-alumel). Le diamètre de gaine est de 0,5mm. L'incertitude sur les mesures de température est de 0,2°C. Un capteur de pression absolu a été placé à l'extrémité haute du thermosiphon afin de mesurer la pression au sein du fluide. L'incertitude de mesure est de 2,5mbar pour un domaine de fonctionnement de [0-4bar]. Les mesures de température, de pression, et de puissance de chauffe sont enregistrées avec un système d'acquisition de données.

Une procédure spécifique de préparation aux essais a été développée; après introduction du fluide de fonctionnement au sein de l'enceinte du thermosiphon, la circulation de l'eau est assurée au niveau du condenseur à eau. Les différents essais débutent lorsqu'une stabilisation des températures de fluide est observée. A ce stade, un échelon de puissance est appliqué sur la face externe de la paroi de l'évaporateur. Lorsque le système atteint le régime permanent, l'application de cette puissance est arrêtée. Le refroidissement du condenseur est maintenu jusqu'à la stabilisation des températures de fluide. Le système est alors prêt pour l'essai suivant. La procédure détaillée de nettoyage, de remplissage et de réalisation des essais est détaillée dans [3].

Les paramètres de contrôle de cette étude sont : la puissance appliquée à l'évaporateur (\dot{Q}_e), la température (de l'eau) à l'entrée du condenseur à eau ($T_{sec,e}$) et le taux de remplissage du thermosiphon (γ). Ce dernier est défini comme étant le rapport entre le volume initial de liquide au sein de l'évaporateur et le volume de ce dernier. La gamme de variation de ces paramètres est : (100W, 200W, 300W, 350W) pour \dot{Q}_e , (10°C, 20°C) pour $T_{sec,e}$ et (33 %, 66 %, 100 %) pour γ .

2.2. ANALYSE DES RESULTATS EXPERIMENTAUX

Pour la suite de l'étude, on se concentrera uniquement sur la phase de chauffage du thermosiphon. La première étape de l'analyse concerne l'examen des évolutions des grandeurs physiques observées du système. Il s'agit essentiellement des températures de fluide (T_f), les températures de la face interne de la paroi de l'évaporateur (T_p), la pression au sein du thermosiphon (P) et les surchauffes paroi-fluide à l'évaporateur (ΔT_{sat}). Ces dernières sont définies comme étant la différence (à la même position axiale) entre T_p et T_f . L'observation des évolutions de ces grandeurs physiques montre qu'il existe deux types de réponse du thermosiphon à l'échelon de puissance. Le premier type concerne les essais qui présentent des évolutions régulières et monotones des grandeurs physiques du système (fig. 3a). Ce comportement correspond à un établissement progressif de l'ébullition au sein de l'évaporateur et du film liquide au sein du thermosiphon. Le deuxième type concerne les essais présentant des excursions observées essentiellement sur les évolutions des T_p (fig. 3b). Les pics des T_p observés dans ce cas surviennent après une phase pendant laquelle une forte surchauffe de la paroi est observée. Les phénomènes physiques associés aux excursions ont été visualisés au moyen d'un évaporateur en Aluminium (AU4G) comprenant deux hublots en PVC (Chlorure de PolyVinyle) et présentant les mêmes dimensions que l'évaporateur qui a été décrit ci-dessus. Les zones adiabatique et condenseur restent inchangées. A l'instant où les pics des T_p sont observés, nous visualisons à l'évaporateur une importante quantité de bulles de vapeur qui résulte d'une intensification soudaine du phénomène de nucléation. En même temps, nous visualisons une augmentation brusque et significative de l'épaisseur du film liquide dans les zones adiabatique et condenseur. Les mécanismes à l'origine des excursions observées n'ont pas encore été clairement expliqués. Ils sont sans doute corrélés avec le phénomène d'initiation de l'ébullition qui est par ailleurs un phénomène stochastique. Dans la suite de cet article, nous traiterons uniquement les essais ne présentant pas de phénomène d'excursion et où des lois régulières de comportement peuvent être obtenues.

Une remarque importante et étonnante peut être faite à partir de l'observation des allures d'évolution des grandeurs physiques (T_f , T_p et P) : bien que de nombreux phénomènes physiques non linéaires existent pendant le fonctionnement du thermosiphon (changement de phase, écoulement à contre courant liquide-vapeur, ...etc.), les évolutions de ces grandeurs physiques peuvent être approchées avec un bon degré de satisfaction par une loi « à une exponentielle » du type :

$$X(t) - X_0 = (X_{RP} - X_0) \left(1 - e^{-\frac{t-t_0}{\tau}}\right) \quad (\text{Eq. 1})$$

La grandeur X représente T_f , T_p ou P, τ est la constante de temps associée à l'évolution de X, t_0 est l'instant initial de l'essai, X_0 et X_{RP} sont respectivement les valeurs de X à l'instant initial et en régime permanent.

Ainsi les évolutions de X peuvent être correctement décrites par une loi qui est caractéristique des systèmes capacité-résistance. Dans notre cas, la capacité est matérialisée par les inerties thermiques de paroi et de fluide, alors que la résistance est matérialisée par les diverses résistances thermiques (conductives, convectives, de changement de phase, de transport, ...etc.). De l'équation 1, on remarque que 2 paramètres permettent de caractériser chaque évolution de X : la constante de temps τ et la valeur asymptotique X_{RP} .

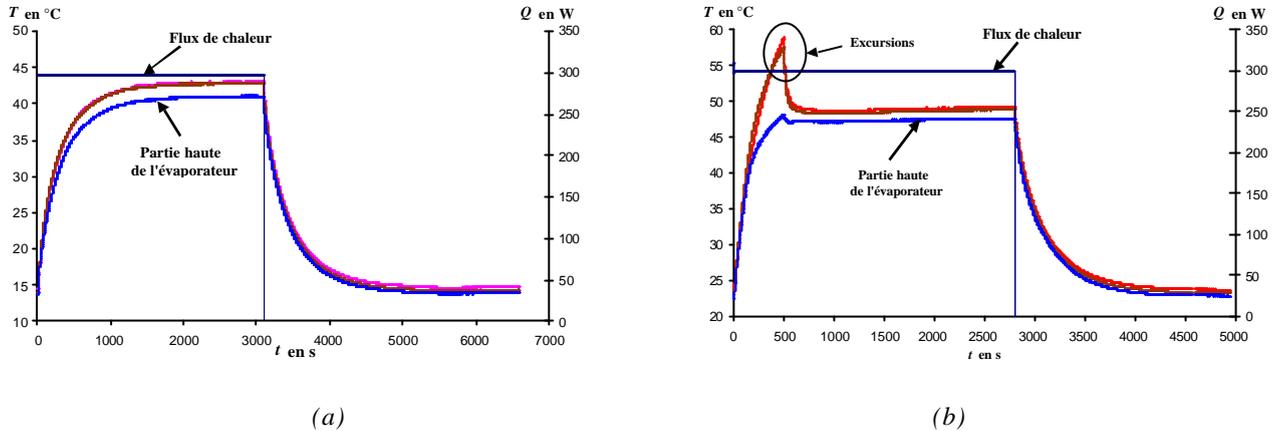


fig. 3 : Exemple d'évolution des températures de paroi de l'évaporateur pour des essais sans excursion (a) et avec excursion (b)

3. MODELE GLOBAL DE THERMOSIPHON

3.1. PRESENTATION DU MODELE

Un modèle a été mis en œuvre afin de décrire le comportement du thermosiphon en régime instationnaire [3]. Il est à signaler qu'il existe très peu de modèles qui traitent du même sujet [4,5].

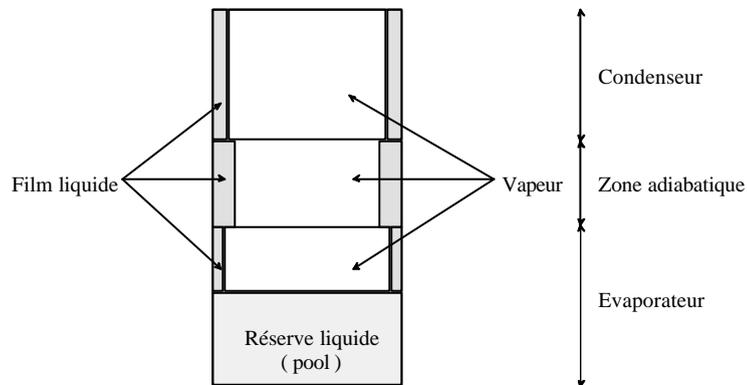


fig. 4 : Découpage du fluide en 7 volumes de contrôle

Le fluide présent au sein du thermosiphon est découpé en sept volumes de contrôle (fig. 4) : un volume pour le pool liquide, trois volumes pour le film liquide associés à chaque zone du thermosiphon (évaporateur, adiabatique, condenseur), la décomposition de la phase vapeur est analogue à celle du film liquide. L'enceinte du thermosiphon n'est pas intégrée dans le modèle en tant que sous-domaine du système global, ce modèle ne décrivant que le fluide. La paroi est prise en compte à travers les conditions aux limites présentes au niveau de la frontière extérieure du fluide. Le modèle de thermosiphon est « à phases séparées » : chaque volume de contrôle ne comporte qu'une seule phase du fluide (liquide ou vapeur). Le mouvement global du fluide est considéré comme composé d'écoulements à contre-courants vapeur-film liquide suivant l'axe vertical du thermosiphon. Cette hypothèse est d'autant plus vraie que le thermosiphon étudié est disposé verticalement. Le changement de phase liquide-vapeur est pris en compte par l'intermédiaire de débits massiques de vaporisation et de condensation présents aux interfaces pool liquide-vapeur et film liquide-vapeur. L'écoulement du film liquide est considéré comme incompressible. La phase vapeur qui est supposée se comporter comme un gaz parfait, est considérée comme isotherme et saturée. Les propriétés thermophysiques du fluide sont considérées comme variant très peu avec la température, exception faite de la masse volumique de la vapeur. Des hypothèses

complémentaires ont été considérées dans le modèle : le caractère fin du film liquide ($d \ll R$) ainsi que l'approximation ($\frac{r_v}{r_l} \ll 1$).

Le modèle est basé sur un ensemble d'équations formé des équations de conservation (matière, quantité de mouvement, énergie) et de lois de transfert décrivant les échanges de chaleur et de masse entre les différents volumes de contrôle (loi des gaz parfaits, équations de Clausius-Clapeyron et de Langmuir). Des équations de fermeture complètent ces équations.

Les équations de conservation de la matière (Eq. 2) et de l'énergie (Eq. 3) sont écrites pour le pool liquide :

$$\rho R^2 r_l \frac{\int h_{pool}}{\int t} = \dot{m}_{l,E} - \dot{m}_{pool}^* \quad (\text{Eq. 2})$$

$$m_{pool} c_{pl} \frac{\partial T_{pool}}{\partial t} = \left[\dot{m}_{l,E} c_{pl} (T_{l,E} - T_{pool}) + \dot{Q}_{pool} - \dot{m}_{pool}^* (L_v + c_{pl} (T_v - T_{pool})) \right] \quad (\text{Eq. 3})$$

Concernant le film liquide, les équations de conservation de la matière, de la quantité de mouvement (Eq. 4) et de l'énergie sont écrites :

$$\frac{\int \dot{m}_{l,a}}{\int t} = 2\rho R r_l d_a |g| - 2\rho R \left\{ t_{paroi,a} + t_{int,a} \left(1 - \frac{d_a}{R} \right) \right\} \quad (\text{Eq. 4})$$

Les contraintes de cisaillement film liquide-paroi et film liquide-vapeur sont déterminées à partir de corrélations couramment utilisées pour les thermosiphons [4].

Concernant la phase vapeur, l'écriture des équations de conservation de la quantité de mouvement et de l'énergie n'est pas nécessaire. Seul l'équation de conservation de la matière est considérée. La vapeur étant considérée comme un gaz parfait isotherme et en état de saturation à tout instant, on peut utiliser alors l'équation d'équilibre thermodynamique de Clausius-Clapeyron.

Les débits de changement de phase aux interfaces liquide-vapeur sont déterminés avec l'équation de Langmuir (Eq. 5). Cette dernière permet d'exprimer le flux net moléculaire de vaporisation ou de condensation à travers une interface liquide-vapeur plane en s'appuyant sur la thermodynamique statistique. Elle prend en compte l'état thermodynamique (température, pression) de part et d'autre de l'interface de changement de phase. Elle peut s'écrire de la manière suivante :

$$\dot{m}^* = S \sqrt{\frac{M}{2\rho R}} P_v \left(\frac{1}{\sqrt{T_l}} - \frac{1}{\sqrt{T_v}} \right) \quad (\text{Eq. 5})$$

Deux équations de fermeture complètent l'ensemble des équations présentées ci-dessus. La première équation traduit la conservation au cours du temps de la masse totale du fluide dans l'enceinte (hermétique) du thermosiphon et la deuxième équation porte sur une relation géométrique simple entre les différentes longueurs du thermosiphon.

En ce qui concerne les conditions aux limites, un échelon de puissance \dot{Q}_e est imposé aux frontières verticales du fluide à l'évaporateur. Dans la zone adiabatique ainsi qu'aux extrémités basse et haute du thermosiphon, il n'y a aucun échange de chaleur aux frontières du fluide. Au condenseur, un flux de chaleur \dot{Q}_c (qui s'écrit sous forme de la loi de Newton) est échangé entre le film liquide et le l'eau. L'expression de ce flux de chaleur fait appel d'une part à une température de l'eau qui est supposée homogène et invariable et d'autre part aux divers coefficients d'échanges mis en jeu.

Concernant les conditions initiales, L'état imposé aux diverses simulations numériques réalisées avec le modèle s'efforce d'être proche de l'état initial du thermosiphon observé lors des essais expérimentaux. Cette initialisation est cependant difficile à préciser car on n'a pas accès à une évaluation par la mesure des valeurs initiales des variables d'écoulement (épaisseur du film liquide, ...etc.).

L'ensemble des équations du modèle est formulé dans le logiciel ZOOM. Ce logiciel est basé sur le formalisme d'évolution par transferts (TEF) [6].

3.2. COMPARAISON EXPERIENCE-MODELE

Les résultats obtenus avec les simulations numériques sont comparés avec les résultats expérimentaux issus du dispositif expérimental spécifique. Nous avons choisi de présenter les résultats d'une configuration représentative de celles que nous avons étudiées ($\dot{Q}_e = 300W$). $T_{sec,e}$ et g sont fixés respectivement à 20°C et 100%. Les variables servant à la comparaison modèle-expérience sont la température du pool liquide T_{pool} et de la vapeur T_v . Le modèle nous fournit une température unique pour le pool, ainsi que pour la phase vapeur. Côté expérience, nous disposons de 3 températures dans le pool liquide et de 4 températures dans la vapeur le long de l'axe vertical du thermosiphon (phases liquide et vapeur). De plus, nous disposons d'une seule valeur de la pression en expérimental comme en numérique.

La figure 5a représente les évolutions simulées et expérimentales de T_{pool} . Nous observons que l'évolution simulée de T_{pool} est comprise dans le faisceau des courbes expérimentales (de T_{pool}) pendant la majeure partie de la phase de montée des températures. Il est à préciser que l'écart entre les différentes températures expérimentales ne dépasse pas 2°C. Les évolutions simulées et expérimentales de la température de vapeur T_v indiquent un certain écart durant la phase de chauffage du thermosiphon (fig. 5b). Ce décalage résulte des effets de l'apparition de l'ébullition intermittente qui est observée au sein du pool liquide (de $t = 100s$ à $t = 500s$) et qui ne peut pas être prédite par le modèle. La visualisation montre que cette ébullition se traduit par l'apparition (de manière périodique) d'une bulle de vapeur de grande taille qui remonte vers la surface du pool provoquant une forte agitation de celle-ci pendant un temps très court. Il en résulte des oscillations de T_v ainsi que de la pression de large amplitude (jusqu'à 100mbar). Ce phénomène laisse sa place par la suite à une ébullition continue de forte intensité. Au delà de la phase d'ébullition intermittente, l'écart entre les valeurs simulées et expérimentales des T_v est au maximum de 0.5°C.

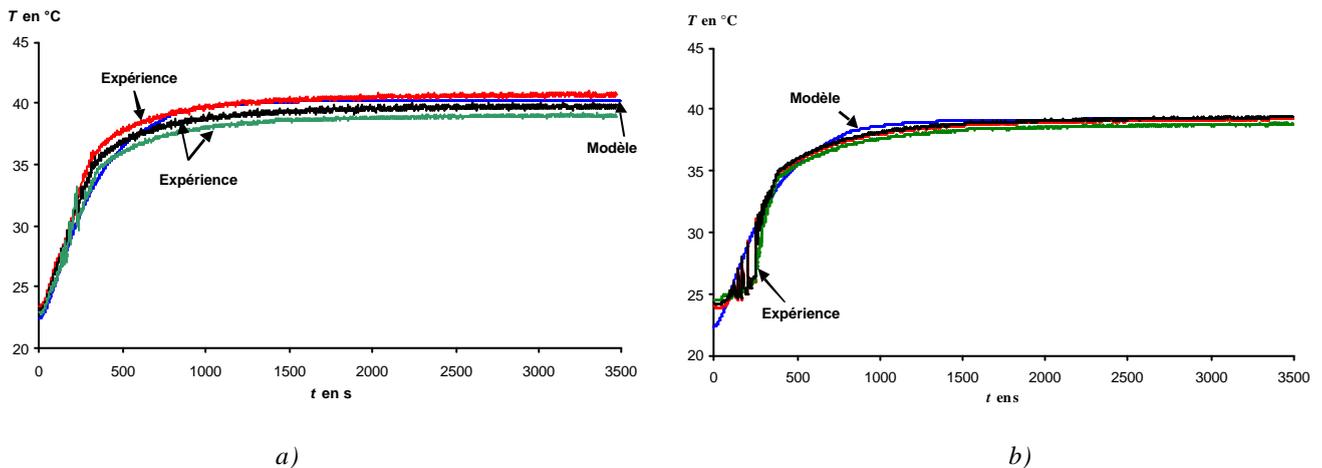


fig. 5 : Evolutions numérique et expérimentale de T_{pool} (a) et de T_v (b)

3.3. ANALYSE DES VARIABLES D'ECOULEMENT

Nous utilisons pour la suite le modèle de thermosiphon pour accéder aux évolutions des grandeurs d'écoulement qui n'ont pas fait l'objet de mesures dans le cadre de l'étude expérimentale, et ce pour la même configuration que celle choisie pour la validation du modèle. Les grandeurs d'écoulement sont principalement des épaisseurs de film liquide (δ) et des débits massiques de film liquide (m_l) et de vapeur (m_v).

Dès application de \dot{Q}_e , δ croît régulièrement pour atteindre sa valeur maximale en régime permanent : 80 microns dans la zone adiabatique (fig.6). Cette valeur est suffisamment faible pour considérer que le film liquide est mince, en effet, le ratio δ/R n'excède pas 0.5% pendant toute la durée de la simulation. Cette remarque est directement liée aux puissances de chauffe mises en jeu dans le cadre de cette étude et a une conséquence importante vis-à-vis de la qualité de l'échange de chaleur paroi-film au condenseur. La résistance thermique qu'offre le film liquide présente dans ce cas de faibles valeurs.

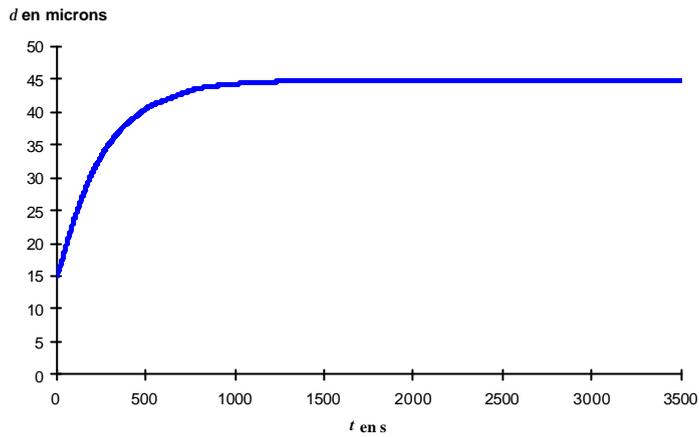


fig. 6 : Evolution numérique de l'épaisseur du film liquide dans la zone adiabatique

Les évolutions de m_l dans les zones adiabatique et condenseur présentent entre eux de très faibles écarts (le maximum de l'écart relatif entre les deux zones est inférieur à 0.5%) (fig.7a). Ce résultat confirme à quel point les mécanismes d'écoulement de film liquide se propagent avec un temps caractéristique court, puisqu'il n'apparaît aucun « retard » significatif entre les débits massiques simulés dans les zones adiabatique et condenseur. Au cours de la simulation numérique, les m_l croissent régulièrement pour atteindre leur maximum en régime permanent (environ 80 g.s^{-1}), ce qui correspond à une vitesse de film liquide de 0.65 m.s^{-1} au condenseur et 1.15 m.s^{-1} dans la zone adiabatique.

Concernant les m_v , ils sont déterminés aux interfaces évaporateur-adiabatique et adiabatique-condenseur. Sur la figure 7b, on peut voir que les évolutions de ces débits massiques se superposent confirmant ainsi l'incompressibilité (spatiale) de la vapeur et l'égalisation quasi-instantanée des débits massiques de film liquide, entrant et sortant. En phase de chauffage du thermosiphon, les m_v augmentent régulièrement jusqu'en régime permanent. La valeur correspondante est alors de 0.81 g.s^{-1} qui est par ailleurs égale à la valeur en régime permanent des m_l . D'autre part, m_v peut s'exprimer par la relation : $m_v = \rho_v V_v S_v$. La section de passage de la vapeur S_v peut être considérée comme constante et très voisine de la section du thermosiphon, en raison de la faible valeur du ratio δR (inférieure à 0.5%). D'autre part, suivant la loi des gaz parfaits, la masse volumique de la vapeur ρ_v varie de manière sensible au cours du temps : près de 40% d'augmentation entre l'instant initial et le régime permanent. On déduit ainsi les vitesses de vapeur aux interfaces évaporateur-adiabatique et adiabatique-condenseur. On observe au vu des simulations que ces vitesses présentent des valeurs quasiment égales pour les deux interfaces mettant ainsi en évidence le caractère quasi instantané de la dynamique par rapport à la thermique.

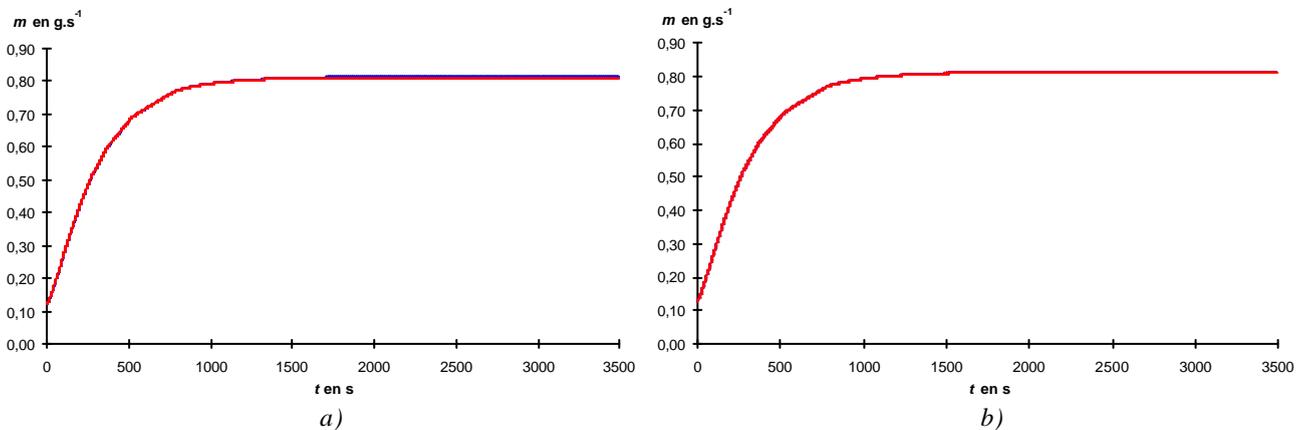


fig. 7 : Evolutions numériques des débits massiques de film liquide (a) et de vapeur (b)

4. CONCLUSIONS

Une étude expérimentale et de modélisation a été menée afin d'examiner la réponse d'un thermosiphon diphasique à un échelon de puissance appliqué à l'évaporateur. L'étude expérimentale est basée sur un dispositif conçu spécifiquement pour notre étude. Les essais menés sur ce dispositif ont indiqué l'existence de deux catégories de réponse du thermosiphon. La première catégorie concerne les essais qui présentent des évolutions régulières et monotones de la plupart des grandeurs physiques d'analyse. La deuxième catégorie concerne des essais qui présentent des excursions de température de paroi de l'évaporateur qui sont liées au phénomène d'initiation de l'ébullition au sein de l'évaporateur. L'analyse expérimentale qui a suivi a porté uniquement sur les essais appartenant à la première catégorie. Parallèlement à cette étude expérimentale, un modèle global de thermosiphon décrivant son comportement en régime instationnaire a été élaboré. Il est basé sur une approche « par volumes de contrôle » dans laquelle le fluide du thermosiphon est découpé en un nombre restreint de volumes de contrôle. La comparaison entre les résultats expérimentaux issus du dispositif spécifique et les simulations numériques réalisées avec ce modèle permettent de voir que ce découpage nous fournit un accord satisfaisant. Le modèle a ensuite été utilisé pour analyser les évolutions des grandeurs physiques difficilement accessibles par les mesures, en particulier les variables d'écoulement telles que l'épaisseur du film liquide ou les débits massiques de film liquide et de vapeur.

Les perspectives de travail de cette étude concernent deux aspects. Le premier aspect porte sur l'exploration des essais présentant des excursions de température de paroi de l'évaporateur. Elle suppose en particulier que l'on s'intéresse au phénomène de déclenchement de l'ébullition au sein de l'évaporateur. Le deuxième aspect porte sur le développement du modèle de thermosiphon en réalisant des simulations dans diverses conditions (fluides, conditions aux limites différentes, ...etc.). Les résultats permettront alors d'identifier les phénomènes limitants ainsi que ceux que nous pouvons négliger. Le modèle pourra ainsi être simplifié tout en conservant ses qualités descriptive et prédictive.

REFERENCES

- [1] FAGHRI, A., "*Heat pipe science and technology*", Taylor et Francis, Washington (1995).
- [2] WAGNER, A., "*Systèmes thermochimiques à sorption solide-gaz à multiples effets, gérés par caloducs*", Ph.D., Université de Perpignan, France (1996).
- [3] FARSI, H., "*Analyse expérimentale et modélisation du comportement d'un thermosiphon diphasique en régime instationnaire. Réponse aux sollicitations d'un réacteur thermochimique*", Ph.D., Université de Toulouse, France (2002).
- [4] REED, J. G. and TIEN C. L., "*Modeling of the two-phase closed thermosyphon*", Transactions of the ASME. 109 (1987), pp.722-730
- [5] HARLEY, C. and FAGHRI A., "*Complete transient two-dimensional analysis of two-phase Closed thermosyphons including the falling condensate Film*", Transactions of the ASME. 116 (1994), pp.418-426
- [6] JOLY, J.L., "*Méthodologies de modélisation, d'analyse de couplage et de sensibilité pour les systèmes énergétiques et les procédés. Le Formalisme d'Evolution par Transfert (T.E.F.) et le logiciel ZOOM.*", Thèse de Doctorat d'Etat ès Sciences Physiques, Université de Toulouse, France (1998).